

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number : 01-200095

(43) Date of publication of application : 11.08.1989

(51) Int.CI.

F04D 27/00  
F04D 27/02

(21) Application number : 63-021901

(71) Applicant : KOBE STEEL LTD

(22) Date of filing : 03.02.1988

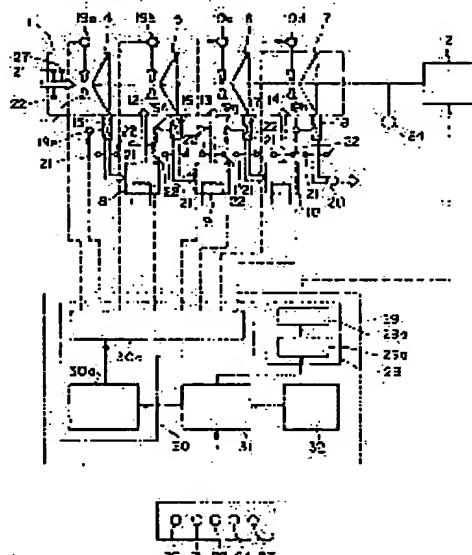
(72) Inventor : FUKAO YOSHITERU  
KANOU FUMITADA  
IKEDA JUNPEI  
TERAI HIROSHI

## (54) CONTROL OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

### (57) Abstract:

**PURPOSE:** To surely prevent the generation of surging independently of the change of environment by setting the function relation between the suction temperature and the min. revolution speed of a centrifugal compressor and calculating and setting the min. revolution speed corresponding to the suction temperature on the basis of the function relation and carrying out the revolution speed control.

**CONSTITUTION:** In a centrifugal compressor 1, inlet guide vanes 11-14 are installed on the inlet side of the multistage compressors 4-7, and diffuser vanes 15-18 are installed on the outlet side, and each vane angle and number of revolution of the centrifugal compressor are controlled by a controller 28 through each driving device 19a-19h and a driving machine 2. When the number of revolution of the centrifugal compressor 1 is controlled, the function relation between the suction temperature of fluid and the min. revolution speed with which the surging of the centrifugal compressor 1 can be avoided is previously set, and the min. revolution speed is determined on the basis of the detection value of the suction temperature on the basis of the function relation. Then, the driving motor 2 is controlled so that the centrifugal compressor is operated with the number of revolution over the min. revolution speed.



### LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

## ⑪ 公開特許公報 (A) 平1-200095

⑫ Int. Cl.

F 04 D 27/00

27/02

識別記号

101

庁内整理番号

Y-6792-3H

D-6792-3H

G-6792-3H 奈良請求 未請求 請求項の数 1 (全16頁)

## ⑬ 発明の名称 遠心圧縮機の制御方法

⑭ 特願 昭63-21901

⑮ 出願 昭63(1988)2月3日

⑯ 発明者 深尾 吉照 兵庫県神戸市垂水区神陵台9丁目23-11

⑯ 発明者 加納 文質 兵庫県芦屋市朝日ヶ丘町20-19

⑯ 発明者 池田 順平 兵庫県神戸市垂水区星陵台4丁目1-8-401

⑯ 発明者 寺井 博 兵庫県加古川市上荘町都台2丁目14-5

⑯ 出願人 株式会社神戸製鋼所 兵庫県神戸市中央区臨浜町1丁目3番18号

⑯ 代理人 弁理士 小林 傳

## 明細書

## 1. 発明の名称

遠心圧縮機の制御方法

## 2. 特許請求の範囲

遠心圧縮機の回転数を調整することにより上記遠心圧縮機の流量を制御する遠心圧縮機の制御方法において、上記遠心圧縮機に吸い込まれる流体の吸込温度と上記遠心圧縮機のサージングを回避し、上記遠心圧縮機に吸い込まれる流体の吸込温度を検出し、上記関数関係と検出された吸込温度とに基づいて同吸込温度における上記遠心圧縮機の最小回転数を演算し、演算された最小回転数以上の回転数にて上記遠心圧縮機を回転駆動することを特徴とする、遠心圧縮機の制御方法。

## 3. 発明の詳細な説明

## 【産業上の利用分野】

本発明は、酸素製造プラントや各種プラントにおいて用いられる原料空気圧縮機、工場空気源用圧縮機、化学プラント用ガス圧縮機等の遠心圧縮

機の流量を同遠心圧縮機の回転数により制御するための方法に関するものである。

## 【従来の技術】

一般に、酸素製造プラントや各種プラントにおける遠心圧縮機としては多段構成のものが用いられている。このような多段遠心圧縮機において、第10図に示すように、遠心圧縮機1は、駆動機2からの回転を増速する動力伝達歯車3によって駆動される第1段目圧縮機4、第2段目圧縮機5、第3段目圧縮機6および第4段目圧縮機7をそなえるとともに、圧縮機4、5間に中間冷却器8を、圧縮機5、6間に中間冷却器9を、また圧縮機6、7間に中間冷却器10をそなえて構成されている。なお、圧縮機4と5および圧縮機6と7はそれぞれ同一軸端にオーバハンジングされている。

このような遠心圧縮機1においては、第1段目の圧縮機4に吸い込まれた空気は、各圧縮機5～7および中間冷却器8～10によって順次圧縮および冷却され、第4段目の圧縮機7からプロセスに送出されるようになっている。

そして、第1段目圧縮機4の入口側に、角度可変式の入口ガイドペーン(GV)11が設けられるとともに、この入口ガイドペーン11の角度を制御するための駆動装置19と、駆動機2の回転数を制御するための駆動装置25とが設けられている。

さらに、この遠心圧縮機1全体もしくは各段の圧縮機4～7の回転状態、例えば、空気流量、温度、圧力、回転数等の回転状態は、それぞれ、流量センサ20、温度センサ21、圧力センサ22、回転数センサ24の検出手段によって検出される。そして、各センサ20～22、24と駆動装置19、25との間に、制御装置23が設けられている。

上述のような多段遠心圧縮機を、各種の回転条件に応じ常に所定の空気容量(流量)を最適回転効率で得られるように制御すべく、従来、第11図に示すような制御手段が開示されている(特開昭56-66480号公報)。この制御手段においては、入口ガイドペーン11の角度と駆動機2の回転数と

を制御するもので、第11図に示すように、遠心圧縮機1全体もしくは各段の圧縮機4～7における空気流量、温度、圧力等によって表した各種の回転状態に対して最適回転状態を実現するための操作量として、入口ガイドペーン11の角度と駆動機2の回転数との最適な組合せ値の操作表(吸込流量に対応して、最適な回転効率を得るための入口ガイドペーン11の角度と駆動機2の回転数とを与えたもの)を、予め、制御装置23内の記憶部26にプログラムして記憶しておく。

そして、第11図に示すように、制御装置23は、センサ20～22、24から状態検出値を受けると、その検出値から現在の多段遠心圧縮機の回転状態(回転条件や吸込流量など)を演算して監視する(ステップT1)とともに、その回転状態に対応し、特に回転条件の変化によって吸込流量が変化した場合、記憶部26における操作表に基づいて、最適回転効率を実現できるような操作量が求められ、その操作量が駆動装置19および25に出力される。

即ち、現時点における駆動機2および入口ガイドペーン11の操作状態が、記憶部26における操作表と比較され(ステップT2)、その比較結果から最適回転効率状態であるか否かが判定される(ステップT3)。

このとき、最適回転効率状態であると判定されれば、その時点で制御を終了し操作状態(ペーン角度および回転数)を維持する一方、最適回転効率状態ではないと判定されると、入口ガイドペーン11の角度および駆動機2の回転数が、操作表に基づいて修正された後、得られた操作量が駆動装置19および25に出力される(ステップT4)。  
【発明が解決しようとする課題】

ところで、一般に、圧縮機特性である流量Q-吐出圧Pd特性曲線は、第12図(a)に示すように、その遠心圧縮機1(駆動機2)の回転数Nにより変化する(吸込温度Ts=Tsa)。また、同様に、Q-Pd特性曲線は、第12図(b)に示すように、遠心圧縮機1に吸い込まれる空気の吸込温度Tsによっても変化する(回転数N=RPM1)。従つ

て、流量制御を行なう場合、吐出圧Pdは、ブランケット側の負荷抵抗曲線Rによって決まるため、回転数制御においてもサーボング状態にならないための最小回転数RPMminが存在するが、その値は吸込温度Tsの大小により変化する(第12図(c)参照)。なお、第12図(a)～(c)において、SL1はサーボングラインを示す。

従来、第11図に示したような制御手段における遠心圧縮機1(駆動機2)の回転数制御では、この最小回転数RPMminは、吸込温度Tsの最大のとき(夏場)の条件で設定され、吸込温度Tsの状態に応じて任意に回転数を設定することはなかった。

例えば、夏場では、吸込温度Ts(=Tsa)が高いため、遠心圧縮機1の吐出圧Pdが小さく回転数Nをあまり下げることができない(第12図(c)参照)。しかし、冬場では、吸込温度Ts(=Tsa)が低いため、遠心圧縮機1の吐出圧Pdが大きくなり、夏場と同一の吐出圧を得る際に回転数Nを大きく下げる所以であるので、運転領域がかな

り広くなる。それにもかかわらず、従来、最小回転数  $RPM_{min}$  は夏場の吸込温度  $T_{sb}$  を基準に設定されるので、冬場であっても夏場の最小回転数  $RPM_{min}$  以上で運転し、放風運転せざるをえなかつた。

また、第11図に示す制御手段では、運転状態で一意的に決まる入口ガイドペーン11の角度と駆動機2の回転数との組み合わせを予めプログラムとして設定しているので、回転数を任意に設定できず、また、冬場や夏場の吸込温度  $T_s$  に対応するためには、プログラム自体を修正するなどの手間がかかる。

本発明は、このような課題の解決をはかろうとするもので、季節や状況によって変化する吸込温度に対応して最小回転数の制限を変更できるようにして、サージングの発生を招くことなく、より広い回転数領域での運転を可能とした、遠心圧縮機の制御方法を提供することを目的とする。

#### 【課題を解決するための手段】

このため、本発明の遠心圧縮機の制御方法は、

による方法を説明するに先立ち、第3図により本実施例の方法が適用される多段遠心圧縮機の構成および同多段遠心圧縮機の制御装置について説明しておく。なお、第3図において、第10図中の符号と同一のものはほぼ同様の部分を示しているので、その説明は省略する。ただし、第3図における本実施例の制御装置が適用される多段遠心圧縮機では、圧縮機4～7が全て同一軸上に配列され動力伝達装置3が省略されている点が、第10図における多段遠心圧縮機と異なっているが、本発明の方法は第10図における多段遠心圧縮機にも適用できる。また、第3図の遠心圧縮機1において、各段の圧縮機4～7の入口側には、角度可変式の入口ガイドペーン(GV)11～14が設けられるとともに、各段の圧縮機4～7の出口側には、ディフューザペーン(DV)15～18が設けられている。

さらに、第3図に示すように、本実施例における多段遠心圧縮機では、入口ガイドペーン(GV)11～14はそれぞれ入口ガイドペーン駆動装置

遠心圧縮機に吸い込まれる流体の吸込温度と上記遠心圧縮機のサージングを回避しうる最小回転数との関数関係を予め設定しておいてから、上記遠心圧縮機に吸い込まれる流体の吸込温度を検出し、上記関数関係と検出された吸込温度に基づいて同吸込温度における上記遠心圧縮機の最小回転数を演算し、演算された最小回転数以上の回転数にて上記遠心圧縮機を回転駆動することを特徴としている。

#### 【作用】

上述した本発明の遠心圧縮機の制御方法では、予め設定される関数関係と吸込温度とに応じて最小回転数が設定されるので、夏場や冬場など季節による吸込温度に対応でき、吸込温度が低い時には、最小回転数を低く設定でき、より広い回転数領域での遠心圧縮機の運転が実現される。

#### 【発明の実施例】

以下、図面により本発明の一実施例としての遠心圧縮機の制御方法について説明すると、第1図はそのフローチャートであるが、まず、本実施例

19a～19dにより駆動されるとともに、ディフューザペーン(DV)15～18はそれぞれディフューザペーン駆動装置19e～19hにより駆動されるようになっている。また、センサとしては、流量センサ20、温度センサ21、圧力センサ22のほかに、圧縮機回転数(駆動機2の回転数)を検出する回転数センサ24と、温度センサ27とが設けられている。

そして、センサ20～22、24、27からの検出信号は、すべて制御装置28へ入力されるようになっている。この制御装置28は、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度および遠心圧縮機1の回転数をそれぞれ制御すべく各駆動装置19a～19hおよび駆動機2への制御信号を演算する制御装置演算部29と、操作量演算部30と、中央制御演算部31と、同中央制御演算部31に制御指令信号を入力するための制御指令入力部32とから構成されている。

ここで、中央制御演算部31は、センサ20～

22, 24, 27からの検出信号を受けこれらの検出信号から多段遠心圧縮機の運転状態を演算してこれらの検出信号および運転状態信号を回転数制御演算部29およびペーン角度制御演算部30へ出力する機能をもつとともに、後述する2段階制御機能、流量減量時制御モード切替機能、流量増量時制御モード切替機能および流量一定保持制御機能をもっている。

即ち、中央制御演算部31に制御指令入力部32から流量の変更要求が入力されている場合には、中央制御演算部31の2段階制御機能により、回転数センサ24からの圧縮機回転数が設定値よりも大きいときは、回転数制御演算部29による駆動機2の回転数制御(1次制御)を行なった後、ペーン角度制御演算部30による入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度制御(2次制御)が行なわれるようになっている。

そして、特に、上記流量の変更要求が減量要求である場合には、1次制御の回転数制御により上

ドによって増量された流量が前定の上限値となると、上記2段階制御機能による制御モードに切り替えられ、回転数制御(1次制御)およびペーン角度制御(2次制御)が行なわれるようになっている。ここで、上記流量の上限値は、上記最小回転数RPM<sub>min</sub>の状態でペーン角度制御モードにより得られる最大流量として与えられる。

なお、回転数制御演算部29は、中央制御演算部31からの運転状態信号に基づき目標流量に近づきうる最適の回転数制御量を演算する制御量演算部29aと、この制御量演算部29aからの回転数制御量に基づき実際に圧縮機回転数を制御すべく駆動機2の操作量を演算する操作量演算部29bとから構成されている。同様に、ペーン角度制御演算部30は、中央制御演算部31からの運転状態信号に基づき最適効率状態を保ちながら目標流量に近づきうる最適のペーン角度制御量を演算する制御量演算部30aと、この制御量演算部30aからのペーン角度制御量に基づき実際に各ペーン角度を制御すべく駆動装置19a～19h

記圧縮機回転数が設定値になると、中央制御演算部31の流量減量時制御モード切替機能により、この圧縮機回転数を維持しながら、2段階制御機能による制御モードからペーン角度制御演算部30による入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度制御モードに切り替わられるようになっている。ここで、上記圧縮機回転数の設定値は、回転数制御によってサージングを生じることなく高効率を得ることのできる最小回転数RPM<sub>min</sub>として与えられる。

この最小回転数RPM<sub>min</sub>の設定手段および設定された最小回転数RPM<sub>min</sub>以上の回転数にて制御を行なう点が本発明の特徴とするところであり、この点の詳細については後述する。

また、特に、上記流量の変更要求が増量要求である場合には、中央制御演算部31の流量増量時制御モード切替機能により、上記圧縮機回転数が上記設定値であるときはこの圧縮機回転数を維持しながらペーン角度制御演算部30によるペーン角度制御モードとされ、このペーン角度制御モー

の各操作量を演算する操作量演算部30bとから構成されている。

次に、第1, 2図により本発明の方法の特徴とする点について説明する。

本発明の実施例では、遠心圧縮機1の制御を開始するにあたり、まず、遠心圧縮機1の各段圧縮機4～7に吸い込まれる空気の吸込温度T<sub>s1</sub>～T<sub>s4</sub>と、遠心圧縮機1のサージングを回避しうる最小回転数RPM<sub>min</sub>との関数関係RPM<sub>min</sub>＝f(T<sub>s1</sub>, T<sub>s2</sub>, T<sub>s3</sub>, T<sub>s4</sub>)を、予め制御指令入力部32から中央制御演算部31に入力・設定しておく(ステップS1)。

このとき、設定される関数は、例えば、第2図に示すようになっており、各段の平均吸込温度 $\bar{T}_s = (T_{s1} + T_{s2} + T_{s3} + T_{s4}) / 4$ の高低に応じ、この平均吸込温度 $\bar{T}_s$ が低い場合には最小回転数RPM<sub>min</sub>は小さく、平均吸込温度 $\bar{T}_s$ が高い場合には最小回転数RPM<sub>min</sub>は大きく設定するようしている。

ここで、第2図に示すような関係は、まず、試

運転により各段のQ-H(流量-ヘッド)特性を得る。そして、このQ-H特性は固有のものであるから、下式(1)により、吸込温度T<sub>s</sub>が変化したときの吐出圧P<sub>d</sub>を求めれば、第12図(a)～(c)に示すようなQ-P<sub>d</sub>曲線が得られ、吸込温度T<sub>s</sub>に応じて最小回転数RPM<sub>Min</sub>が求められることになる。

$$H = x \cdot R \cdot T_s \cdot \left\{ \left( \frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{x-1}} - 1 \right\} / (x-1) \quad \cdots (1)$$

ここで、xは比熱比、Rはガス定数、P<sub>s</sub>は吸込圧力である。

上述のようにして関数関係RPM<sub>Min</sub>=f(T<sub>s<sub>1</sub></sub>, T<sub>s<sub>2</sub></sub>, T<sub>s<sub>3</sub></sub>, T<sub>s<sub>4</sub></sub>)を設定した後に、遠心圧縮機1の制御が開始されるが、その制御中には、常時、温度センサ21により各段の圧縮機4～7に吸い込まれる空気の吸込温度T<sub>s<sub>1</sub></sub>～T<sub>s<sub>4</sub></sub>が検出される(ステップS2)。

そして、中央制御演算部31において、検出された吸込温度T<sub>s<sub>1</sub></sub>～T<sub>s<sub>4</sub></sub>と、予め設定入力されている上記関数f(T<sub>s<sub>1</sub></sub>, T<sub>s<sub>2</sub></sub>, T<sub>s<sub>3</sub></sub>, T<sub>s<sub>4</sub></sub>)に基づき、

入力部32において目標流量Q<sub>p</sub>が設定され、この目標流量Q<sub>p</sub>が制御信号として中央制御演算部31へ入力される。この中央制御演算部31においては、入力された目標流量Q<sub>p</sub>が現在流量Qよりも小さければ流量減量要求信号が入力されたと判断して2段階制御機能または流量減量時制御モード切替機能が動作する一方、入力された目標流量Q<sub>p</sub>が現在流量Qよりも大きければ流量増量要求信号が入力されたと判断して2段階制御機能または流量増量時制御モード切替機能が動作する。

流量を減量変更する際には、第4図(a)に示すように、中央制御演算部31において、上述のごとく目標流量Qから流量減量要求であることを判断してから(ステップA1)、回転数センサ24により検出された圧縮機回転数が前述のごとく演算・設定された最小回転数RPM<sub>Min</sub>よりも大きいか否かが判定される(ステップA2)。

そして、上記圧縮機回転数が最小回転数RPM<sub>Min</sub>よりも大きい場合には、中央制御演算部31からの運転状態信号をもとに回転数制御演算部

検出された吸込温度T<sub>s<sub>1</sub></sub>～T<sub>s<sub>4</sub></sub>における遠心圧縮機1(駆動機2)の最小回転数RPM<sub>Min</sub>が演算される(ステップS3)。

この後、演算された最小回転数RPM<sub>Min</sub>以上の回転数にて遠心圧縮機1(駆動機2)が回転駆動されるとともに、入口ガイドペーン11～14および出口ディフュザーペーン15～18の角度が調整されて、遠心圧縮機1の流量が制御される(ステップS4)。このステップS4に対応する動作が、第4～6図に詳細に示されており、特に、ステップS4における最小回転数RPM<sub>Min</sub>以上の回転数にて遠心圧縮機1(駆動機2)を回転駆動するために、後述するごとくステップA2, B2, C6が設けられている。

次に、最小回転数RPM<sub>Min</sub>を設定した後における、本実施例による遠心圧縮機1の制御装置28の詳細な動作について第4～9図を用いて説明する。

まず、本実施例の遠心圧縮機1において流量を変更制御する場合には、制御装置28の制御指令

29により駆動機2の回転数を減少制御し(ステップA3)、この回転数制御により変更された流量Qと、目標流量Q<sub>p</sub>との差が回転数制御での流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>よりも小さいか否かを中央制御演算部31において判定する(ステップA4)。

上記の流量差が流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>以上であれば再びステップA2における回転数判定に戻る一方、流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>よりも小さければ、その時点での駆動機2の回転数つまり圧縮機回転数を固定する(ステップA5：2段階制御機能による1次制御終了)。そして、制御モードを回転数制御から入口ガイドペーン11～14およびディフュザーペーン15～18の角度制御(2段階制御機能による2次制御)に切り替え、このペーン角度制御により回転数制御よりも細かい流量の調整および最高効率運転点の探索を行なう(ステップA6)。

この後、ペーン角度制御により変更された流量Qと、目標流量Q<sub>p</sub>との差がペーン角度制御での流量許容値ΔQ<sub>v</sub>よりも小さいか否か、また、そ

の運転状態が最高効率となっているかどうかが、中央制御演算部31において判定される(ステップA7)。

これらの条件が満たされない場合には、再びステップA6におけるペーン角度制御に戻る一方、上記条件が満たされた場合には、目標流量 $Q_p$ に到達したと判断して、中央制御演算部31における制御モードを、遠心圧縮機1における流量Qを一定の目標流量 $Q_p$ に保持制御する制御モード(第5図により後述する)の状態に切り替える(ステップA8)。

ところで、ステップA2において圧縮機回転数が予め設定された最小回転数 $RPM_{min}$ であると判定された場合(ステップA3の回転数減少制御を行なうことにより最小回転数状態となった場合も含む)には、流量減量時制御モード切替機能により、その後回転数制御を行なうことなく、圧縮機回転数を最小回転数 $RPM_{min}$ に維持したまま、ステップA6のペーン角度制御によって流量制御を行なう制御モードに切り替える。そして、以下、

数を固定する(ステップB5: 2段階制御機能による1次制御終了)。そして、制御モードを回転数制御から入口ガイドペーン11~14およびディフューザペーン15~18の角度制御に切り替え、前述した流量減量要求時のフローにおけるステップA6~A8と全く同様のステップB6~B8を実行する(2段階制御機能による2次制御)。

ところで、ステップB2において圧縮機回転数が予め設定された最小回転数であると判定された場合には、流量増量時制御モード切替機能により、その圧縮機回転数を最小回転数 $RPM_{min}$ に維持したまま、制御モードを入口ガイドペーン11~14およびディフューザペーン15~18の角度制御に切り替え、このペーン角度制御により最高効率運転点にて流量の増量制御を行なう(ステップB9)。

この後、ペーン角度制御により変更された流量Qと、目標流量 $Q_p$ との差がペーン角度制御での流量許容値 $\Delta Q_v$ よりも小さいか否か、また、その運転状態が最高効率となっているかどうかが、

上述と同様にしてステップA7、A8を実行する。

一方、流量を増量要する際には、第4図(b)に示すように、中央制御演算部31において、目標流量Qから流量増量要求であることを判断し(ステップB1)、回転数センサ24により検出された圧縮機回転数が前述の最小回転数 $RPM_{min}$ よりも大きいか否かが判定される(ステップB2)。

そして、上記圧縮機回転数が最小回転数 $RPM_{min}$ よりも大きい場合には、2段階制御機能によって、中央制御演算部31からの運転状態信号とともに回転数制御演算部29により駆動機2の回転数を増加制御し(ステップB3)、この回転数制御により変更された流量Qと、目標流量 $Q_p$ との差が回転数制御での流量許容値 $\Delta Q_{RPM}$ よりも小さいか否かを中央制御演算部31において判定する(ステップB4)。

上記の流量差が流量許容値 $\Delta Q_{RPM}$ 以上であれば再びステップB3における回転数増加制御に戻る一方、流量許容値 $\Delta Q_{RPM}$ よりも小さければ、その時点での駆動機2の回転数つまり圧縮機回転

中央制御演算部31において判定される(ステップB10)。これらの条件が満たされない場合には、その時点での流量Qが所定の上限値となつたか否かを判定する(ステップB11)。流量Qが所定の上限値となつていない場合には、再びステップB9によるペーン角度制御に戻る一方、流量Qが所定の上限値となつた場合には、中央制御演算部31における制御モードを、2段階制御機能による制御モードに切り替え、ステップB3の実行に移る。

また、ステップB10における条件が満たされた場合には、目標流量 $Q_p$ に到達したと判断して、中央制御演算部31における制御モードを、遠心圧縮機1における流量Qを一定の目標流量 $Q_p$ かつ最高効率運転状態に保持制御する制御モード(第5図により後述する)の状態に切り替える(ステップB8)。

上述のようにして、遠心圧縮機1における流量Qが目標流量 $Q_p$ となつた後は、前述の通り中央制御演算部31における制御モードは流量一定保

持制御モードになる(ステップA8, B8)。この流量一定保持制御モードによる制御フローを第5図により説明する。

第5図に示すように、ステップA8, B8により、または、制御指令入力部32からの制御信号により流量一定保持制御モードとすべく流量一定保持制御要求を受けると(ステップC1)、中央制御演算部31は、流量センサ20からの検出信号を常時監視し、大気温度変化等の環境変化に対して流量Qが目標流量Q<sub>p</sub>から変動した場合に、その流量変動分ΔQ(=Q<sub>p</sub>-Q)を求め、同流量変動分ΔQの大きさがペーン角度制御での流量許容値ΔQ<sub>v</sub>よりも小さいか否かを判定する(ステップC2)。この流量変動分ΔQの大きさが流量許容値ΔQ<sub>v</sub>よりも小さければ再び流量変動監視状態に戻る一方、流量許容値ΔQ<sub>v</sub>以上であれば、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度制御を行なって(ステップC3)、流量変動分ΔQを修正し流量Qが一定の目標流量Q<sub>p</sub>かつ最高効率運転状態に保持する。

にリセットする(ステップC6)。

一方、ステップC5において上記圧縮機回転数が設定された最小回転数RPM<sub>Main</sub>であると判定された場合には、積算値ΣΔQの正負を判定し(ステップC7)、この積算値ΣΔQが正であれば、流量Qを増加する方向つまり圧縮機回転数を増加する方向への回転数制御を行なえばよく、圧縮機回転数を最小回転数RPM<sub>Main</sub>よりも大きくなるように制御すればよいので、ステップC6による回転数制御を行なう。また、積算値ΣΔQが負であれば、回転数制御を行なうことなく、そのペーン角度を維持したまま、再びステップC2による流量変動監視状態に戻る。

このようにして、遠心圧縮機1における流量Qは、環境変化により変動しても常に一定の目標流量Q<sub>p</sub>かつ最高効率運転状態に保持されるが、第5図に示すようなフローに基づく流量一定保持制御は、特に駆動機2として微小な回転数制御ができないガスタービンや蒸気タービンを用いる場合に有効であり、ステップ的な回転数制御によ

このとき、中央制御演算部31は、常時、ペーン角度制御により修正した流量変動分ΔQを積算して記憶しており、その積算値ΣΔQの大きさが回転数制御での流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>よりも小さいか否かを判定する(ステップC4)。この積算値ΣΔQの大きさが流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>よりも小さければ再びステップC2による流量変動監視状態に戻る一方、流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>以上であれば、回転数センサ24により検出された現時点での圧縮機回転数が前述のごとく設定された最小回転数RPM<sub>Main</sub>よりも大きいか否かが判定される(ステップC5)。

そして、上記圧縮機回転数が最小回転数RPM<sub>min</sub>よりも大きい場合には、回転数制御演算部29により駆動機2の回転数を制御し圧縮機回転数を流量許容値ΔQ<sub>RPM</sub>に対応する1ステップ分割制御する。これと同時に、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度制御を行ない、流量Qを目標流量Q<sub>p</sub>かつ最高効率運転状態にするとともに、積算値ΣΔQもゼロ

リステップ的に得られる流量値をより細かなペーン角度制御により補間しあつ最高効率運転状態に制御するものと考えられる。

さて、ここまで、本実施例の遠心圧縮機1の制御装置28による大きな3つの制御機能(流量減量変更制御、流量増量変更制御、流量一定保持制御)について説明したが、以下に、これらの制御機能を実現する際に用いられるさらに詳細な部分、特にペーン角度の制御量の決定方法(ステップA6, B6, B9, C3)について、第6～9図により説明する。

本実施例では、4段の遠心圧縮機4～7をそなえた多段遠心圧縮機について制御するようにしているが、ペーン角度制御に際して各段における入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18を別個独立に制御するとその制御操作が極めて複雑かつ煩雑となり収束も不安定となるので、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度を無次元化し1組の無次元入口ガイドペーン角度αおよび無次

元ディフューザペーン  $\beta$  で代表して、制御操作の簡素化をはかっている。

まず、第7図により無次元入口ガイドペーン角度  $\alpha$  および無次元ディフューザペーン角度  $\beta$  の定義および意味について簡単に説明する。一般に遠心圧縮機1の特性として、第12図にて前述したような流量-吐出圧( $Q-P_d$ )曲線がある。遠心圧縮機が単段であれば、当然、特性曲線は1つだけであるので、入口ガイドペーンおよびディフューザペーンの角度を無次元化する必要はないが、多段遠心圧縮機の場合、第7図に示すように、各段の遠心圧縮機ごとに特性曲線は異なる。

そこで、圧力(吐出圧  $P_d$ )が装置側抵抗によりほぼ一定の場合に、各入口ガイドペーン11～14の角度を、各段の遠心圧縮機4～7の運転流量  $Q_1$ ～ $Q_4$  が設計流量  $Q_d$ (=  $Q_1$ )に対して同一比の相似運転流量となるよう1つの無次元入口ガイドペーン角度  $\alpha$  として表すとともに、各ディフューザペーン15～18も、各段の遠心圧縮機4～7の運転流量  $Q_1$ ～ $Q_4$  が設計流量  $Q_d$ (=

く同様にして、各段のディフューザペーン15～18の角度も、次式(3)のような無次元ディフューザペーン角度  $\beta$  として表す。

$$\beta = K_n \alpha \cdot (\alpha_n / \alpha_{n_0} - 1) \quad \dots (3)$$

ここで、 $\alpha_n$  は  $n$  段目の入口ガイドペーンの角度、 $\alpha_{n_0}$  は  $n$  段目のディフューザペーン基準角度、 $K_n \alpha$  は  $n$  段目の運転流量が設計流量  $Q_d$  に対して各段相似運転流量になるように決められる  $n$  段目のディフューザペーン角度の係数である。

そして、ペーン制御演算部30の制御量演算部30aにおいて、予め、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度を上述のように定義される1組の無次元入口ガイドペーン角度  $\alpha$  および無次元ディフューザペーン角度  $\beta$  としてそれぞれ表しておき、この後、第6図に示すようなフローに従い、これらの無次元ペーン角度  $\alpha$ 、 $\beta$  により決まる無次元ペーン角度平面  $\alpha$   $\beta$  上においてペーン角度の制御量を決定する(ここで説明するペーン角度制御量の決定方法は外挿法と呼ばれる)。

$Q_1$  )に対して同一比の相似運転流量となるよう1つの無次元ディフューザペーン角度  $\beta$  として表す。

即ち、第7図において、ディフューザペーン15～18の角度を設計値一定とし各段の圧力比配分を不变とし、ある段の設計吐出圧  $P_d$  を一定とすると、各入口ガイドペーン11～14の角度について流量  $Q_1$ ～ $Q_4$  が定まる。これらの設計流量  $Q_d$ (=  $Q_1$ )に対する比  $Q_2 / Q_1$  ( $Q_3 / Q_1$ 、 $Q_4 / Q_1$ ) が同一となるよう各段の入口ガイドペーン11～14の角度( $G_V_1$ ～ $G_V_4$ )を、次式(2)のような無次元入口ガイドペーン角度  $\alpha$  として表す。

$$\alpha = K_n \alpha \cdot (\alpha_n / \alpha_{n_0} - 1) \quad \dots (2)$$

ここで、 $\alpha_n$  は  $n$  段目の入口ガイドペーンの角度、 $\alpha_{n_0}$  は  $n$  段目の入口ガイドペーン基準角度、 $K_n \alpha$  は  $n$  段目の運転流量が設計流量  $Q_d$  に対して各段相似運転流量になるように決められる  $n$  段目の入口ガイドペーン角度の係数である。

また、この無次元入口ガイドペーン角度  $\alpha$  と全

前述したようにステップA6、B6、B9、C3においてペーン角度制御モードになると、本実施例では、ペーン角度制御演算部30の制御量演算部30aで第6図に示すフローが開始され、まず、無次元ペーン角度平面  $\alpha$   $\beta$  上において、第8図(a)に示すように、現在のペーン位置Aの近傍に同A点を含む適当な3点A、B、Cを選択する(ステップD1)。そして、選択した3点A、B、Cについて、操作量演算部30bおよび駆動装置19a～19hにより、実際に入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18を駆動し、各点A、B、Cにおける流量  $Q$  および効率  $\eta$  を実測する(ステップD2)。ここで、流量  $Q$  は、流量センサ20により検出され中央制御演算部31を介して制御量演算部30aに入力される一方、効率  $\eta$  は、センサ20～22からの検出信号をもとに中央制御演算部31において演算されてから制御量演算部30aに入力される。

ステップD3においては、無次元ペーン角度平面  $\alpha$   $\beta$  上で、第1回目の実測点A～Cを取り囲む

ように第1回目の複数(本実施例では9個)の外挿点①～⑨を展開して設定する。そして、各外挿点①～⑨における流量および効率を、実測点A～Cにおける実流量および実効率から予測する(ステップD4)。

つまり、前述したように、流量Qおよび効率 $\eta$ には、回転数ごとに第9図に示すような特性曲面(流量については $Q_0 > Q_1 > Q_2 > Q_3$ 、効率については $\eta_0 > \eta_1 > \eta_2 > \eta_3$ )があり、3つの実測点A～Cにおける実流量および実効率から、それぞれ第9図に示す特性曲面に対応する流量特性曲面および効率特性曲面を、平面近似あるいは曲面近似により推定する。ついで、この推定された特性曲面をもとに、各外挿点の①～⑨における流量および効率を予測するのである。

ところで、無次元ペーン角度平面 $\alpha, \beta$ 上において、一般に流量Qおよび効率 $\eta$ は、圧縮機回転数ごとに第9図に示すような傾向(特性曲面： $Q_0, Q_1, Q_2, Q_3$ は等流量線、 $\eta_0, \eta_1, \eta_2, \eta_3$ は等効率線)をもっている。特に、図中、流量に

いと判定された場合(ステップD6)には、次のステップD7へ移る。このようにして、実計測流量の信頼性を検証することにより、制御実行中に計測された流量の変動や計測上の誤差等のために目標流量の方向を見失うことなく、ペーン角度制御を行なえるようになる。

そして、ステップD6において上記比較結果が論理矛盾を起こすものでないと判定された場合には、ステップD7において、上記の第1回目の外挿点①～⑨の中から、予測された流量が目標流量 $Q_p$ に近く且つ予測された効率が高い外挿点を選択する。

次に、ステップD8において、ステップD7により選択された外挿点がサージング領域に入るものか否かの判定を行なう。サージング領域は、第9図に示すように、圧縮機回転数ごとに無次元ペーン角度平面 $\alpha, \beta$ 上においてサージング防止ラインSL2により規定することができる(サージング防止ラインSLの斜線側部分)。従って、制御量演算部30aにおいて、サージング領域を規定

については $Q_0 > Q_1 > Q_2 > Q_3$ の関係があり、ペーン角度 $\alpha, \beta$ が大きくなれば必ず流量は増加するというペーン角度と流量増減との関係があるので、この関係を予め制御量演算部30aに設定して記憶させておき、ステップD2において実測された流量値の信頼性の検証をステップD6、D6により行なう。

即ち、第8図(a)に示す第1回目の実測点A～Cについては上記関係から実測点AとBとでは必ず点Bにおける流量の方が点Aにおける流量よりも大きくなることが明らかであるから、ステップD2による各実測点A～Cの実計測流量のうち、実測点AとBとを予め記憶されている流量増減関係と比較し(ステップD5)、その増減関係が逆転している場合には、比較結果が論理矛盾を起こすものであると判定し(ステップD6)、流量センサ20による計測誤差が大きいと判断して、この実計測流量に基づくデータ取り込みをキヤンセルし、再度実計測流量を求めるべくステップD2に戻る。また、上記比較結果が論理矛盾を起こすものでな

するサージング防止ラインSL2を、圧縮機回転数ごとに無次元ペーン角度 $\alpha, \beta$ の関数として予め設定して記憶させておき、ステップD7により外挿点が選択されるたびに、その外挿点が、サージング防止ラインSL2を越えてサージング領域に入るか否かをチェックするのである。

選択された外挿点がサージング領域内のものである場合には、今回選択した外挿点以外の外挿点の中から、予測された流量が目標流量 $Q_p$ に近く且つ予測された効率が高いものを選択してから(ステップD9)、再びステップD8において、その外挿点が、サージング領域に入るか否かをチェックする。これを繰り返すことにより、サージング領域内にある外挿点以外の外挿点の中から目標流量 $Q_p$ に近く且つ高効率の外挿点を選択する。このようにして、ペーン角度制御に伴ってサージングが発生するのを確実に防止できる。

目標流量に近く且つ高効率の外挿点でサージング領域に入らないものが選択されると[ここでは第8図(a)における外挿点①が選択されたものと

する]。この外排点の座標である1組の無次元入口ガイドペーン角度 $\alpha$ および無次元ディフューザペーン角度 $\beta$ を、各段における実際の入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度に変換する(ステップD10)。

つまり、前述した(2), (3)式から、実際の操作すべきペーン角度 $\alpha_n$ ,  $\beta_n$ (本実施例では $n=1 \sim 4$ )を求めるのである。

無次元ペーン角度 $\alpha$ ,  $\beta$ から実際のペーン角度 $\alpha_n$ ,  $\beta_n$ を求めるステップD10においては、遠心圧縮機4～7のいずれかにおいて運転点のバランスを生じる外乱を検出した場合、次のようにして、外乱を生じた段の遠心圧縮機における運転流量の相似運転流量からの偏差を修正することができる。

各段の運転特性(ヘッドH, 次段の吸込流量Q<sub>s</sub>)は、一般に前述した(1)式および次式(4)のように表わされる。

$$Q_s \propto 1 / P_d \quad \cdots (4)$$

各段が設計流量に対して相似運転流量となるよ

うに、各段の入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度が、無次元ペーン角度 $\alpha$ ,  $\beta$ から(2), (3)式により求められた操作量として与えられていても、外乱により、例えばある段の吸込温度のみが相対的に低くなつたとすると、外乱を生じた遠心圧縮機のヘッドHは変わらないので、(1)式より吐出圧力P<sub>d</sub>が大きくなる。その結果、(4)式より次段の吸込流量Q<sub>s</sub>は減少し、相似運転流量が変化することになる。

このように外乱が生じることにより、各段が設計流量に対して相似運転流量であることが変化してしまい、運転点のマッチング不良から効率の低下やある段のみが早くサーボングを起こすといった現象が生じて、運転範囲が狭くなってしまう。

そこで、(5), (6)式のように、検出された外乱に基づきこの外乱を生じた段における入口ガイドペーンおよびディフューザペーンの無次元補正量【K<sub>n</sub> $\alpha$ ・A<sub>1</sub>・(α<sub>nt</sub>/α<sub>no</sub>)等】を求め、各無次元補正量を、無次元入口ガイドペーン角度 $\alpha$ および無次元ディフューザペーン角度 $\beta$ に付加して得られ

る(5), (6)式から、外乱を生じた段における入口ガイドペーンおよびディフューザペーンの角度を求めるのである。

$$\begin{aligned} \alpha &= K_n \alpha \cdot \left( \alpha_n / \alpha_{no} + A_1 \cdot (\alpha_{nt} / \alpha_{no}) \right. \\ &\quad \left. + A_2 \cdot (\alpha_{nRH} / \alpha_{no}) + \dots - 1 \right) \end{aligned} \quad \cdots (5)$$

$$\begin{aligned} \beta &= K_n \beta \cdot \left( \beta_n / \beta_{no} + B_1 \cdot (\beta_{nt} / \beta_{no}) \right. \\ &\quad \left. + B_2 \cdot (\beta_{nRH} / \beta_{no}) + \dots - 1 \right) \end{aligned} \quad \cdots (6)$$

ここで、 $\alpha_{nt}$ はn段目の吸込温度による外乱補正量、 $\alpha_{nRH}$ はn段目の湿度による外乱補正量、 $\beta_{nt}$ はn段目の吸込温度による外乱補正量、 $\beta_{nRH}$ はn段目の湿度による外乱補正量、A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub>, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>は係数である。

このようにして、目標流量Q<sub>p</sub>に近く且つ高効率の外排点を探索している際においても、外乱を生じた遠心圧縮機における運転流量の相似運転流量からの偏差を修正することができ、さらにこの修正により、各段における流量を設計流量に対して常に相似運転流量とすることができる。

以上のようにして、外乱を生じた段がある場合には(5), (6)式により、また、外乱を生じていない段については(2), (3)式により、1組の無次元入口ガイドペーン角度 $\alpha$ および無次元ディフューザペーン角度 $\beta$ から実際の入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度が求められ、得られた角度に応じてペーン角度制御演算部30の操作量演算部30bから駆動装置19a～19hへ制御信号を出力して、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18を駆動制御する(ステップD11)。

この後、以上のペーン駆動制御により変更された流量Qと、目標流量Qとの差がペーン角度制御での流量許容値△Q<sub>v</sub>よりも小さいか否か判定して(ステップD12)、その流量差が流量許容値△Q<sub>v</sub>よりも小さければ、その時点でペーン角度制御を終了する一方、上記流量差が流量許容値△Q<sub>v</sub>以上であれば、再びステップD3に戻り新たな基本点を3点選択して、これらの第2回目の基本点や同基本点を取り囲むように展開される第

2回目の外挿点について、上述と同様にステップD3～D12を実行する。

ここで、第2回目に選択される基本点は、第8図(a)に示すように、第1回目の実測点のうちの1点Aと、第1回目に選択されステップD12において入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18を操作し流量、効率を実測した外挿点のど、第1回目の外挿点のうち残りの外挿点から選ばれたもの②との3点とし、これらの基本点のまわりに、第1回目の外挿点④、⑤、⑥、実測点B、Cおよび新たな外挿点p<sub>1</sub>～p<sub>4</sub>の9点に相当する位置での流量、効率を実測点A、外挿点④および⑥の値を基に予測する。

このようにして、ステップD12における条件が満たされるまで、操作点を選択し入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18を操作し流量、効率を実測してから、外挿点を展開して、目標流量Q<sub>P</sub>に近く且つ高効率の外挿点を求めてペーン角度制御を行なうのである。

なお、上記実施例では、基本点のまわりにおける

$\beta_1$ )とした後、ペーン角度制御モードにより(第6図のフローに従う)、a点から目標流量Q<sub>P</sub>に近く且つ高効率 $\eta_1$ のb点( $\alpha_1, \beta_1$ )が探索されて、流量の減量変更がなされるのである。

以上のように、本実施例の方法によれば、予め吸込温度T<sub>s</sub>と最小回転数RPM<sub>Main</sub>との関数関係が設定され、この関数関係に基づき吸込温度T<sub>s</sub>に応じた最小回転数RPM<sub>Main</sub>を演算・設定して、常にこの最小回転数RPM<sub>Main</sub>以上で回転数制御を行なうようにしたので、夏場や冬場といった季節や状況によって変化する空気の吸込温度T<sub>s</sub>に対応して、吸込温度T<sub>s</sub>が低い場合には最小回転数RPM<sub>Main</sub>を低く設定できることになり、サーボングの発生を確実に防止しながら極めて広い回転数領域での運転が行なわれるようになるのである。

また、本実施例によれば、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度制御に際し、第6図に示すような外挿法により、適当な操作点を直接探索しながら求めよ

る外挿点の展開を、第8図(a)に示すように、9個の1次外挿点のみとしているが、第8図(b)に示すように、9個の1次外挿点のまわりにさらに15個の2次外挿点を選択して、これらの外挿点についても流量および効率を予測するようにしてもよい。ただし、実測点の個数を本実施例では3個としているが、これに限定されるものではなく、4個以上であってもよい。また、外挿点の展開の仕方も第8図(a)、(b)に示すようなものに限定されるものではなく、外挿点の範囲を任意に変化させてもよい。

また、本実施例では、例えば、最も単純な例として、圧縮機回転数Nで、無次元ペーン角度平面上の( $\alpha, \beta$ )=( $\alpha_1, \beta_1$ )のa点において流量がQ<sub>a</sub>である運転状態から、目標流量Q<sub>P</sub>へ減量する場合には、第4図(a)のフローに従い、まず、回転数制御モード(2段階制御機能における1次制御)により前述のごとく設定されている最小回転数RPM<sub>Main</sub>まで圧縮機回転数を減少させて、流量を第9図に示すような $\alpha$ β平面上のa点( $\alpha_1,$

$\beta_1$ )とした後、ペーン角度制御モードにより(第6図のフローに従う)、a点から目標流量Q<sub>P</sub>に近く且つ高効率 $\eta_1$ のb点( $\alpha_1, \beta_1$ )が探索されて、流量の減量変更がなされるのである。

また、本実施例によれば、上記外挿法においてサーボング領域内にある外挿点以外のものから目標流量Q<sub>P</sub>に近く且つ高効率の点を選択できるようにしたので、ペーン角度制御に伴うてサーボングが発生するのを確実に防止できるほか、実測された流量に論理矛盾がある場合には、計測誤差が大きいと判断するようにしたので、検出流量値さらには制御方法の信頼性を高めることになる。

さらに、本実施例によれば、駆動機2の回転数制御を1次制御として含む2段階制御機能による制御と、入口ガイドペーン11～14およびディフューザペーン15～18の角度制御とを適宜選択して行なうことにより、広い流量範囲に亘り極めて高い運転効率で流量制御を行なえるようになるほか、流量制御を行なう場合、回転数が設定値

よりも大きいときには、回転数制御により効率良く大きなステップでの流量制御(1次制御)が行なわれ、流量を目標流量に近づけてから、ペーン角度制御(2次制御)により目標流量  $Q_p$  かつ高効率点を探索することができ、高効率を保ちながら流量制御を行なえる利点がある。

また、本実施例では、多段遠心圧縮機について、無次元入口ガイドペーン角度  $\alpha$  および無次元ディフューザペーン角度  $\beta$  を用いることにより、多数ある制御対象としての入口ガイドペーン 1.1 ~ 1.4 およびディフューザペーン 1.5 ~ 1.8 の角度を 1 組のものとして扱うことができるようになるので、制御の複雑化を招くことなく、極めて容易に多段遠心圧縮機の制御を行なうことができるほか、各段について良好なマッチング状態を得ることができ、広い運転範囲および高効率運転を実現できる利点もある。

なお、上記実施例では、4段遠心圧縮機に本発明の装置を適用した場合について説明しているが、本発明の装置は、単段や4段以外の複数段の遠心

圧縮機にも適用でき、上記実施例と同様の効果が得られる。

#### 【発明の効果】

以上詳述したように、本発明の遠心圧縮機の制御方法によれば、予め吸込温度と最小回転数との関数関係を設定し、この関数関係に基づき吸込温度に応じた最小回転数を演算・設定して、常にこの最小回転数以上で回転数制御を行なうようにしたので、夏場や冬場といった季節や状況によって変化する空気の吸込温度に対応して吸込温度が低い場合には最小回転数を低く設定でき、サーボングの発生を確実に防止しながら極めて広い回転数領域での運転を行なえる利点がある。

効果がある。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1~9図は本発明の一実施例としての遠心圧縮機の制御装置を示すもので、第1図はそのフローチャート、第2図は本実施例での関数関係の一例を示すグラフ、第3図は本発明の方法を適用される制御装置のブロック図、第4図(a)は上記制

御装置の流量減量要求時の制御手順を説明するためのフローチャート、第4図(b)は上記制御装置の流量増量要求時の制御手順を説明するためのフローチャート、第5図は上記制御装置の流量一定保持制御モードにおける制御手順を説明するためのフローチャート、第6図はその入口ガイドペーンおよびディフューザペーンの角度制御手順を詳細に説明するためのフローチャート、第7図は無次元入口ガイドペーン角度および無次元ディフューザペーン角度を説明するための流量-吐出圧特性を示すグラフ、第8図(a), (b)はいずれも入口ガイドペーンおよびディフューザペーンの角度制御手順における外挿法を説明するための無次元ペーン角度平面、第9図は無次元ペーン角度平面上における流量特性曲面、効率特性曲面およびサーボング領域を示すグラフであり、第10図は従来の遠心圧縮機を示すブロック図、第11図は従来の遠心圧縮機の制御手段を説明するためのフローチャート、第12図(a)~(c)はいずれも従来の遠心圧縮機の制御手段による問題点を説明する

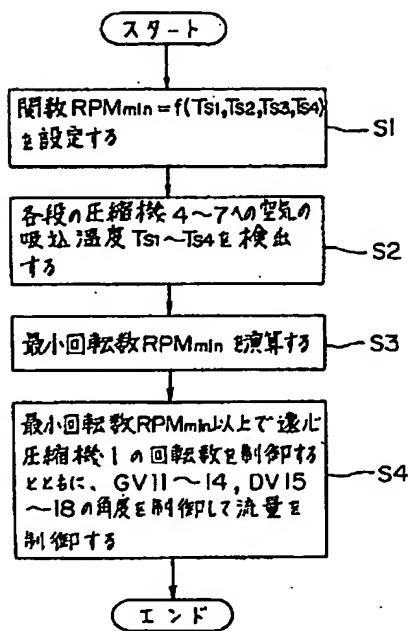
ためのグラフである。

図において、1—遠心圧縮機、2—駆動機、4~7—圧縮機、8~10—中間冷却機、1.1~1.4—入口ガイドペーン、1.5~1.8—ディフューザペーン、1.9a~1.9h—駆動装置、2.0—流量センサ、2.1—温度センサ、2.2—圧力センサ、2.4—回転数センサ、2.7—湿度センサ、2.8—制御装置、2.9—回転数制御演算部、2.9a—制御量演算部、2.9b—操作量演算部、3.0—ペーン角度制御演算部、3.0a—制御量演算部、3.0b—操作量演算部、3.1—中央制御演算部、3.2—制御指令入力部。

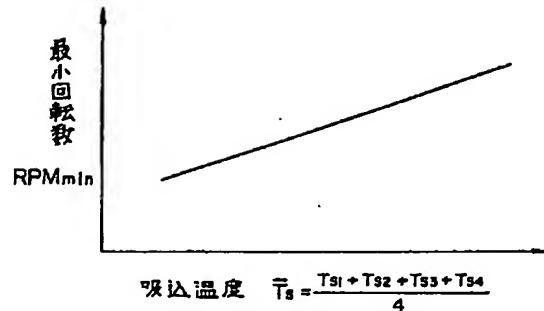
特許出願人 株式会社 神戸製鋼所

代理人 弁理士 小林 健

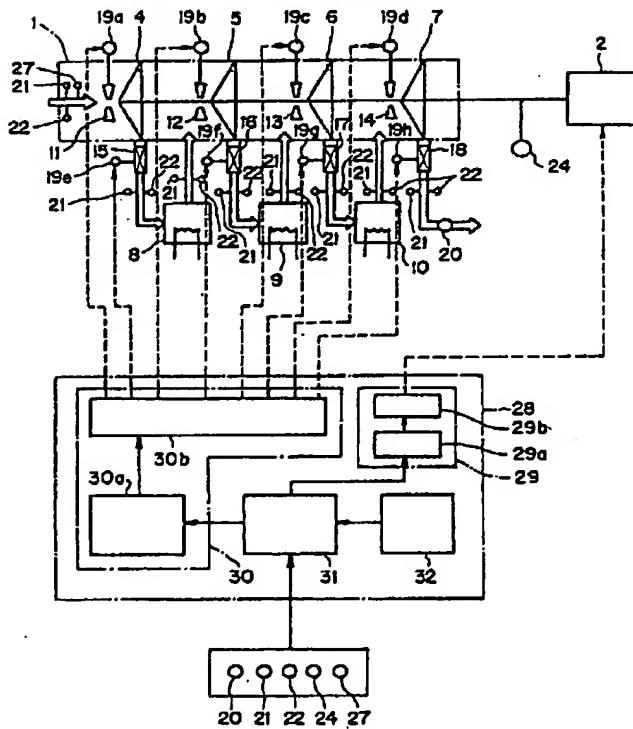
第一図



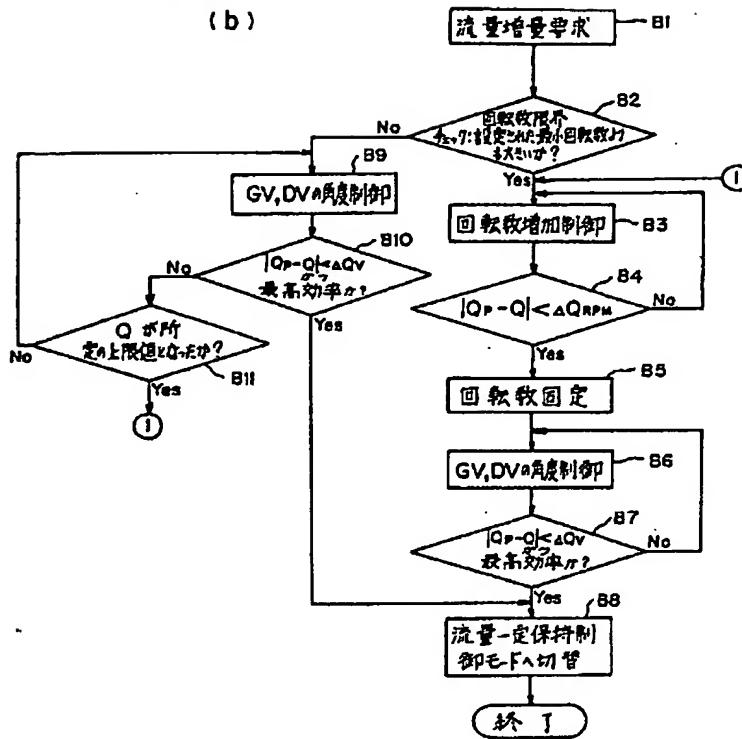
第二図



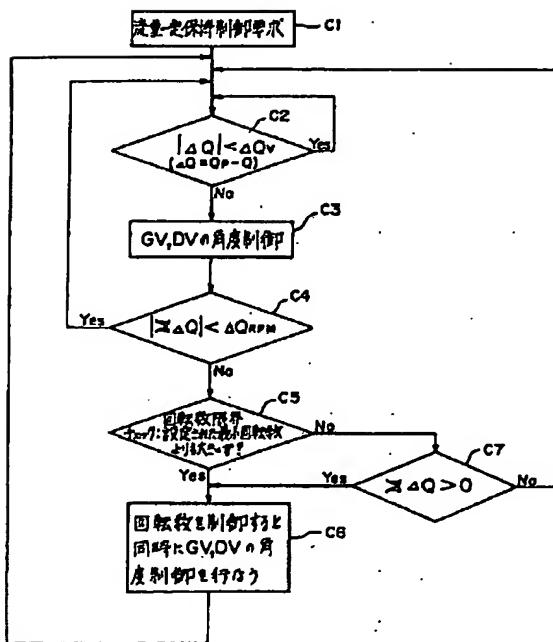
第三図



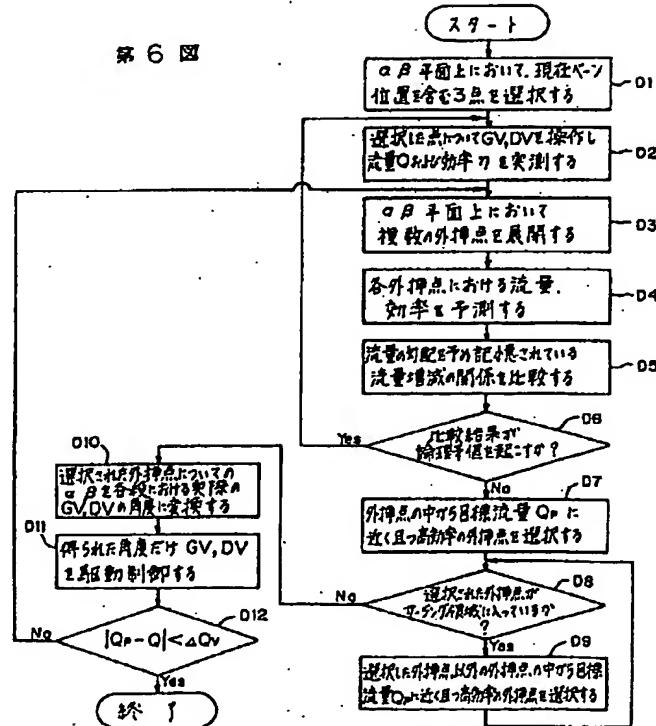
第4図



第5図

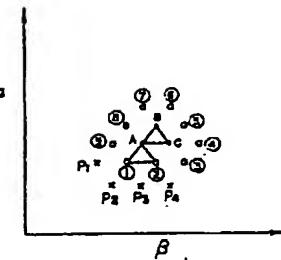
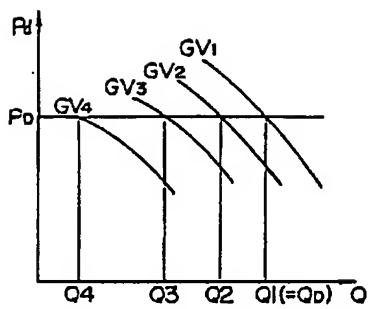


第6図

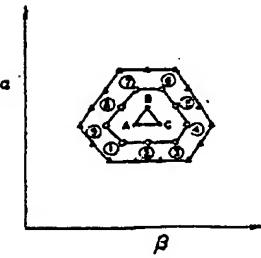


第 8 図  
(a)

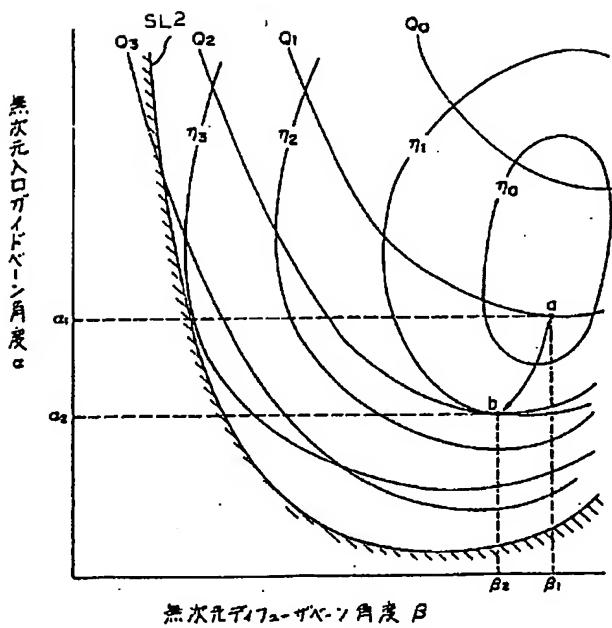
第 7 図



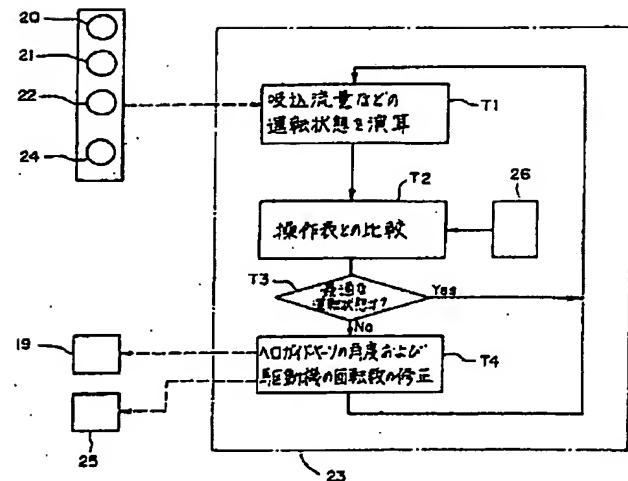
(b)



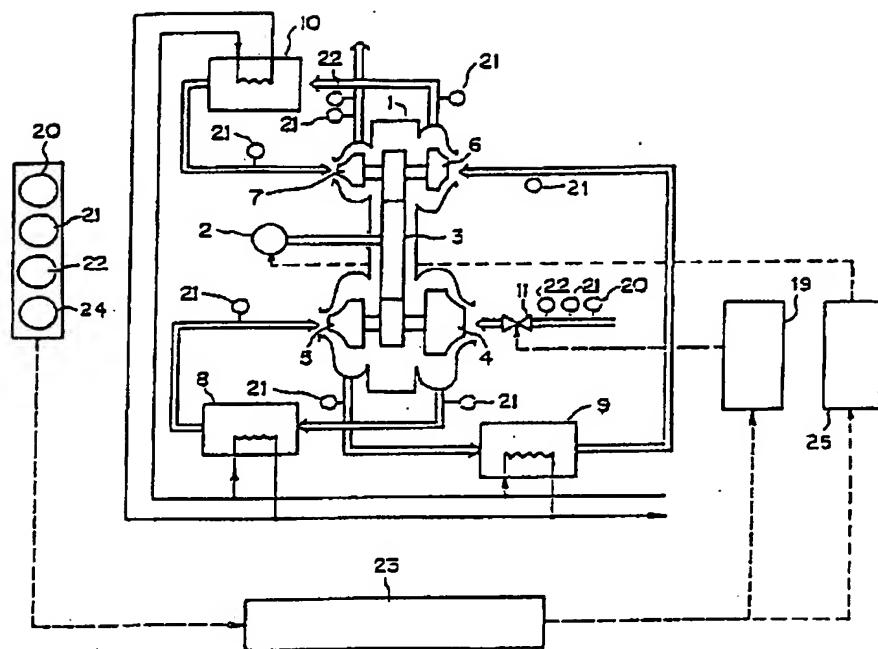
第 9 図



第 11 図

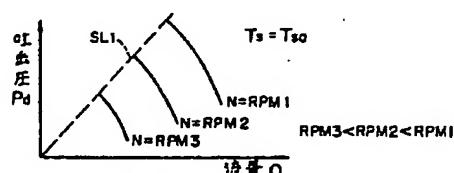


### 第10圖

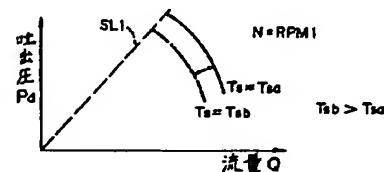


第12回

(a)



(b)



(c)

